Вестник Донского государственного технического университета. 2019. Т. 19, № 2. С. 120–129. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006
Vestnik of Don State Technical University. 2019. Vol. 19, no. 2, pp. 120–129. ISSN 1992-5980 eISSN 1992-6006

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 621.833 https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-2-120-129

Разработка силовой модели зубчатого зацепления крупной волновой передачи*

В. Н. Стрельников[1], А. И. Волошин[2], М. Г. Суков[3]**
[1] Белгородский государственный технологический университет, г. Белгород, Российская Федерация
[2, 3] Частное акционерное общество «Новокраматорский машиностроительный завод», г. Краматорск, Донецкая обл., Украина

Development of a power model for large wave gear toothing***

V. N. Strelnikov[1], A. I. Voloshin[2], M. G. Sukov[3]**
[1] Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod, Russian Federation
[2, 3] "Novokramatorsky Mashinostroitelny Zavod" PJSC, Kramatorsk, Ukraine

Введение. Статья посвящена разработке расчетно-экспериментальных методов оценки характера распределения сил по ширине зубчатого венца и в окружном направлении зубчатого зацепления крупной волновой передачи. Исследование основано на результатах тензометрии контрольного зуба с использованием масштабного моделирования опытных образцов. Цель работы — создание объективной экспериментально-теоретической модели силового взаимодействия зубьев в зацеплении крупной волновой передачи. Такое решение предполагает преобразование деформаций модельных образцов в распределенную нагрузку между зубьями, что позволит исключить основные неконтролируемые погрешности нелинейного характера, повысить точность оценки силовых факторов в поле зацепления.
Материалы и методы. Разработана уточненная методика силового анализа зубчатого зацепления крупной волновой передачи, оптимизированная по критериям точности. Точность результатов исследования повышена за счет совершенствования физических и расчетных моделей. Такой подход позволил получить обоснованные зависимости распределения силовых факторов в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи.
Результаты исследования. Упрощена конструктивная форма контрольного зуба: по всей ширине зубчатого венца введен неизменный профиль. Таким образом исключены нелинейные искажения результатов экспериментов, вносимые переменной формы зуба по ширине зубчатого венца. В таком случае возможен монтаж тензорезисторов по всей ширине контрольного зуба. Кроме того, предлагаемое решение позволяет установить зависимость деформации зубьев по всей ширине зубчатого венца, а не только на крайних участках, как предлагают известные методики. Разработка совершенных физических и математических моделей позволила повысить точность результатов теоретических и экспериментальных исследований силовых процессов в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи.

Introduction. The development of computational-and-experimental methods for evaluating the force distribution pattern across the width of the toothed rim and in the circumferential direction of the toothing of a large wave gear is considered. The study is based on the results of the test tooth tensometry using scale modeling of prototype units. The work objective is to create a reliable experimental-theoretical model of the teeth force interaction in a large wave gearing. Such a solution involves the transformation of model sample deformations into a distributed load between teeth which will eliminate the basic uncontrollable nonlinear errors and improve the accuracy of estimation of force factors in the toothing area.
Materials and Methods. An improved power analysis procedure of a large wave gearing, optimized by accuracy criteria, is developed. The accuracy of the research results is enhanced through improving physical and computational models. This approach enables to obtain reasonable dependences of the power factors distribution in a large wave gearing.
Research Results. The design shape of the control tooth is simplified; an invariant profile is introduced over the full width of the ring gear. Thus, non-linear distortions of the experimental results introduced by a variable tooth shape across the width of the ring gear are excluded. In this case, the installation of tensoresistors across the full width of the test tooth is possible. In addition, the proposed solution can establish the dependence of the teeth deformation across the full width of the ring gear, and not only in the extreme areas as suggested by the well-known techniques. The development of perfect physical and mathematical models enables to increase accuracy of the results of theoretical and experimental studies on power processes in the large wave



* Работа выполнена при финансовой поддержке и на производственных площадях частного акционерного общества «Новокраматорский машиностроительный завод».
** E-mail: strelnikov2019@mail.ru, ztm@nkmz.donetsk.ua, maxgs@yandex.ru
*** The research is done with the financial support from "Novokramatorsky Mashinostroitelny Zavod" PJSC and at its production facilities.

Получены научно обоснованные двухпараметрические зависимости распределения сил в зубчатом зацеплении.
Обсуждение и заключения. Аппроксимация эвольвентного профиля зуба в трапецеидальный профиль упростила доказательство тождественности уравнений упругости и граничных условий математических моделей. Полученные результаты применимы при математическом моделировании плосконапряженного состояния зубьев с нелинейными профилями. Сравнительная оценка погрешностей, вносимых отклонениями геометрических форм и размеров физических моделей и математических аналогов, подтверждает корректность постановки эксперимента и обоснованность полученных количественных данных. Результаты работы могут быть использованы при уточненном расчете конструктивных параметров элементов зубчатого зацепления в процессе проектирования крупных тяжело нагруженных волновых редукторов.

Ключевые слова: волновая передача, зубчатое зацепление, силовой анализ, распределение нагрузки.

Образец для цитирования: Стрельников, В. Н. Разработка силовой модели зубчатого зацепления крупной волновой передачи / В. Н. Стрельников, А. И. Волошин, М. Г. Суков // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2019. — Т. 19, № 2. — С. 120−129. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-2-120-129

gearing. The scientific-based two-parameter dependences of the force distribution in gearing are obtained.
Discussion and Conclusions. Approximation of the involute-tooth profile in the trapezoidal profile has simplified evidence of identity of the elasticity equations and the boundary conditions of mathematical models. The results obtained are applicable in the mathematical simulation of the planar stress state of teeth with nonlinear profiles. Comparative evaluation of errors introduced by deviations of geometry and dimensions of physical models and mathematical analogues supports the experiment correctness and the validity of the quantitative data obtained. The research results can be used in the improved calculation of the design parameters of the gear components in the engineering process of large heavily loaded wave reducers.

Keywords: wave gear, gearwheel, power analysis, load distribution

For citation: V.N. Strelnikov, et al. Development of a power model for large wave gear toothing. Vestnik of DSTU, 2019, vol. 19, no. 2, pp. 120−129. https://doi.org/10.23947/1992-5980-2019-19-2-120-129

Введение. Промежуточное преобразование вращательного движения в непрерывную волновую деформацию гибкого колеса изменило сложившиеся принципы и формы сопряжения элементов зацепления высших кинематических пар. При этом малая разность зубьев во внутреннем зацеплении волновой передачи (два зуба) не согласуется с традиционными представлениями об условиях геометрического синтеза и функционирования зубчатой пары. Поэтому с точки зрения интерференции зубьев зацепление волновой передачи находится за допустимыми пределами существования эвольвентной внутренней зубчатой передачи с жесткими зубчатыми колесами. Возникающая в зацеплении интерференция зубьев второго рода усиливается за счет деформации гибкого колеса от передаваемой нагрузки, что ограничивает несущую способность волновой передачи. Негативное влияние масштабного фактора способствует возникновению интерференции зубьев в крупных волновых передачах, что вызывает заклинивание и проскок зубьев в зацеплении.

Базовая концепция волновой зубчатой передачи (strain wave gearing, SWG) запатентована К. У. Массером в 1957 году. Решение остается неизменным для серийных образцов ограниченной мощности, несмотря на множество конструктивных усовершенствований. Подтверждением этому служат волновые редукторы, выпускаемые ведущими фирмами США (Harmonic Drive Technologies Inc., United Shoe Machinery Corp.), Японии (Harmonic Drive Systems Inc., Германии Harmonic Drive AG) и других, в том числе лицензионная продукция Harmonic Drive Systems Inc., производимая в КНР [1, 2].

В крупных волновых зубчатых редукторах реализуются большие мощности, вращающие моменты превышают $(0{,}3...1{,}5)\times10^6$ Нм. Такими деталями комплектуется горнорудное, металлургическое оборудование и большие машины, выпускаемые Новокраматорским машиностроительным заводом (НКМЗ). Типовая конструкция кулачкового генератора волн с гибким шарикоподшипником неработоспособна и неприменима в подобной продукции тяжелого машиностроения [3]. В крупных волновых редукторах используется дисковый генератор волн. В отличие от кулачкового генератора, одновременно контактирующего по всему периметру гибкого колеса, дисковый взаимодействует с гибким колесом на диаметрально противоположных участках. Это создает более высокий уровень свободы деформации гибкого колеса и увеличивает возможные отклонения от заданного положения.

Под действием дисков генератора волн и вращающего момента гибкое колесо приобретает искривление в виде слегка закрученной конусности. Это обусловливает перекос зубьев по ширине зубчатого венца относительно жесткого колеса. Нарушается равномерность величины зазоров в зубчатом зацеплении по ширине зубчатых венцов. При больших нагрузках деформации гибкого колеса превышают зазоры в зубчатом зацеплении и создают условия интерференции зубьев второго рода. При широких зубчатых венцах, малом модуле

зубьев в условиях больших нагрузок зазоры в локальных зонах деформированного зубчатого зацепления принимают отрицательные значения, активизируют интерференцию, вызывают заклинивание и проскок зубьев. Конструктивные отличия крупных волновых зубчатых передач обусловлены главным образом масштабом. Этот фактор усугубляет негативные процессы, наблюдаемые в зубчатом зацеплении высших кинематических пар, и снижает технические и эксплуатационные характеристики тяжело нагруженных волновых редукторов.

Целью настоящей работы является повышение нагрузочной способности, технических и эксплуатационных характеристик крупных волновых зубчатых редукторов, удовлетворяющих техническим условиям тяжелого машиностроения.

Теоретические и практические наработки по исследованию крупных волновых передач ограничены, полученные результаты бывают противоречивы, не всегда повторяются. Кроме того, необходимо отметить существенные конструктивные отличия, отсутствие геометрического подобия, в том числе в размерных рядах кинематических и крупных волновых передач. Все это не позволяет использовать известные расчетные методики в проектировании волновых передач для целей тяжелого машиностроения [4–6].

Синтез зубчатого зацепления подчинен условию постоянства заданного передаточного отношения, регламентируемому теоремой Эйлера — Савари. Перманентная деформация гибкого колеса не согласуется с основной теоремой зубчатого зацепления, что способствовало возникновению противоречивых методик синтеза волнового зубчатого зацепления [7–11]. В одних работах за основу принимается общий случай зубчатого зацепления [12], в других рассматривается клиновой механизм со сложным относительным движением звеньев [13–15]. В некоторых методиках упрощается геометрия и кинематика волнового зубчатого зацепления [16, 17]. Комбинированный подход представляет собой синтез общей теории зубчатого зацепления с элементами клинового механизма [1].

Для удовлетворения условиям основной теоремы зубчатого зацепления применительно к синтезу волновой передачи Е. Г. Гинзбург использовал кинематический подход [18]. Введенное им понятие «угловая скорость точки» ошибочно, основанные на нем доводы некорректны.

В монографии Н. А. Ковалева [19] отмечены сложность силовых и кинематических процессов, протекающих в волновых передачах, отсутствие достоверных зависимостей, адекватно отражающих влияние внешних факторов на внутренние процессы в кинематических парах. Это не позволяет разработать эффективный метод синтеза волновой зубчатой передачи, оптимизирующий основные параметры несущих звеньев. По Н. А. Ковалеву, при нерастяжимой срединной поверхности равномерно движется лишь точка пересечения оси зуба и срединной поверхности, что противоречит выводам Е. Г. Гинзбурга [18].

Величину максимального радиального упругого смещения w_o срединной поверхности гибкого колеса задает генератор волн при отсутствии крутящего момента. Смещение w_o должно превышать половину рабочей высоты зуба. Размеры зацепления следует корректировать по величине w_o, не наоборот [19].

Относительно значения параметра w_o не существует единого мнения. Ряд авторов связывает максимальную радиальную деформацию w_{max} с передаточным отношением волновой передачи [20] и дисковым генератором волн. С целью повышения КПД рекомендуется принимать $w_{max} = m$. Е. Г. Гинзбург рекомендует определять $w_{\max}$ через условный модуль m_y, отличающийся от модуля m [18].

Материалы и методы. Для предупреждения интерференции зубьев в серийно выпускаемых волновых редукторах применяют известные приемы:

— корригирование зубьев,
— увеличение ширины впадины между зубьями,
— увеличение угла исходного контура зубьев.

Это наряду с малой шириной зубчатых венцов и сравнительно небольшими передаваемыми крутящими моментами во многом решает практические вопросы приближенного синтеза зубчатого зацепления в части устранения интерференции зубьев для серийно выпускаемых малонагруженных волновых редукторов. Однако теоретические исследования этих вопросов далеки от завершения. Пока нет удовлетворительного решения относительно зацепления высших кинематических пар крупных волновых редукторов с шириной зубчатых венцов 100÷200 мм, модулем зубьев 1,5÷3 мм и дисковым генератором волн. Спроектированные по известным методикам крупные волновые редукторы, изготовленные на НКМЗ, оказались неработоспособными из-за интерференции зубьев. Решение подобных задач требует новых технических решений, основанных на достоверных результатах теоретических и экспериментальных исследований.

Для оценки граничных условий проявления интерференции и проскока зубьев в зацеплении, а также в целях предотвращения этих негативных явлений проведены научные изыскания. Их результаты позволили создать обобщенную модель взаимодействия зубьев в зацеплении крупной волновой передачи. Разработана уточ-

ненная методика силового анализа такого зацепления. Точность результатов исследования повышается за счет совершенствования физических и расчетных моделей. Это позволяет получить обоснованные зависимости распределения силовых факторов в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи.

Деформацию напряженных элементов конструкций, в том числе зубьев, принято измерять методами тензометрии. Однако на зубьях волновой передачи с небольшим модулем невозможно закрепить тензорезисторы. По известным методикам [20, 21], в ободе жесткого колеса выполняют две параллельные прорези, удаляя при этом два смежных зуба (рис. 1).

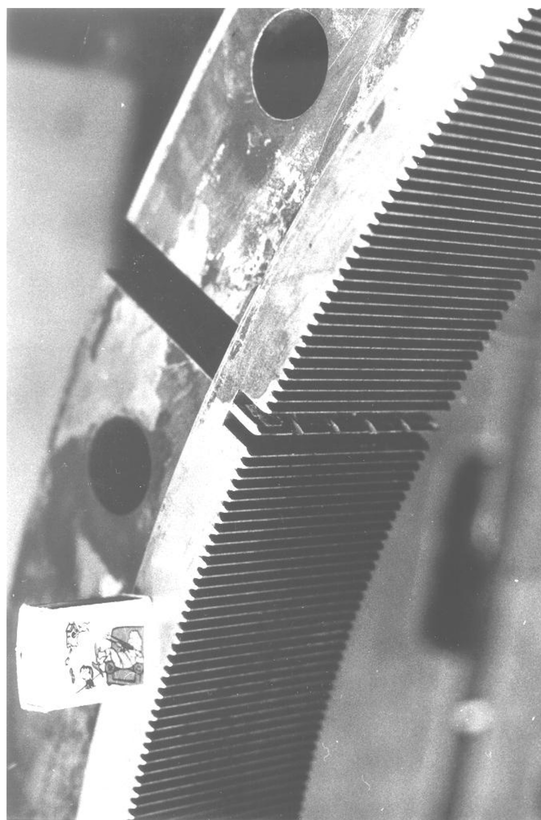


Рис. 1. Локализованные элементы зуба жесткого колеса редуктора наклона передвижного миксера МП-600АС

По ширине колеса прорези могут быть сквозными или глухими, выполненными с обоих торцов обода таким образом, чтобы средняя часть осталась нетронутой. Согласно утверждениям авторов распространенных методик, сквозные глубокие прорези могут существенно уменьшить жесткость колеса, что недопустимо. В известных работах применяется экспериментальная модель, где средняя часть зубьев не удалена и работает наряду со всеми другими.

Утверждения о недопустимом снижении жесткости колеса сквозными прорезями [22] неубедительны, т. к. толщина обода жесткого колеса не регламентируется и в условиях эксперимента ее можно принять достаточной, чтобы прорези не оказывали заметного влияния на жесткость. Кроме того, жесткое колесо запрессовано в конструкцию корпуса и при оценке жесткости рассматривается совместно с корпусом редуктора.

По методикам [20, 21] прорези жесткого колеса увеличивают деформацию контрольного зуба относительно его срединной части. Изменение жесткости контрольного зуба по длине повышает деформацию выделенных элементов у торцов, искажает деформированное состояние контрольного зуба и не позволяет с достаточной точностью оценивать силовые характеристики зубчатого зацепления по ширине венца и в окружном направлении. Многократное снижение жесткости выделенных элементов зуба не учитывается известной методикой [22], что нарушает объективность результатов эксперимента и осложняет их анализ.

Типовая методика измерения деформации зубьев волновой передачи [8] мало отличается от методики обычных зубчатых передач [23]. В [22] показано, что перепад жесткости модели, обусловленный глухими прорезями на жестком колесе, искажает деформацию контрольного зуба при нагрузке и не учитывается при проведении эксперимента и обработке полученных данных. Таким образом снижается точность и достоверность полученных результатов.

Тензорезистор не крепится посередине контрольного зуба, поэтому невозможно получить полное представление о его деформации, качественные и количественные характеристики распределения сил в зубчатом зацеплении. Кроме того, при рассмотрении ступенчатого изменения жесткости физической модели по известной методике не учитываются граничные условия, влияние которых усиливается фактором масштаба [18].

Рассмотрим волновой редуктор ВЗ-1120 привода наклона передвижного миксера МП-600АС емкостью 600 т расплавленного металла. Примем допущение, что нагрузка в зацеплении волновой передачи приложена на середине высоты зуба, т. к. во внутреннем зацеплении одной волны находится ~ 20÷25 % зубьев.

Определим возможную ошибку допущения в объеме эксперимента. Рассмотрим жесткое зубчатое колесо с внутренними зубьями:
— модуль зубьев $m = 1{,}5$ мм;
— число зубьев жесткого колеса $Z_2 = 762$;
— число зубьев долбяка $Z_4 = 68$;
— диаметр делительной окружности колеса $d = 1143$ мм;
— высота зуба колеса $H = 2{,}985$ мм;
— диаметр окружности вершин зубьев колеса $D = 1155{,}12$ мм;
— диаметр окружности впадин зубьев колеса $D_b = 1161{,}09$ мм;
— угол профиля в точке зуба на делительной окружности d, $\alpha_0 = 20°$;
— коэффициент смещения исходного контура инструмента $x = +4{,}953$ мм;
— ширина зубчатого венца $b = 100$ мм;
— нормальный исходный контур по ГОСТ 13755-81;
— степень точности 7D (ГОСТ 1643-81).

Относительная погрешность допущения R, касающегося условного приложения нормального усилия на середине высоты зубьев:

$$R = \frac{2H}{D + D_b} \cdot 100\% = \frac{2 \cdot 2{,}985}{1155{,}12 + 1161{,}09} \cdot 100\% = 0{,}3\%.$$

Принятое допущение не оказывает заметного влияния на передачу усилий в зубчатом зацеплении, т. к. незначительно изменяет диаметр приложения нагрузки. Для аппроксимации эвольвентного профиля зуба в прямолинейную форму определим толщину зуба S_x жесткого колеса по произвольной окружности радиуса r_x:

$$S_x = m\frac{cos\,\alpha_0\pi}{cos\,\alpha_x^2} + \Delta_2 + Z_2\left(inv\alpha_x - inv\alpha_0\right), \quad cos\,\alpha_x = \frac{r}{r_x}cos\,\alpha_0,$$

где α_x — угол профиля в точке профиля зуба, в которой радиус — вектор r_x; Δ_2 — коэффициент изменения толщины зуба по любой окружности колеса в нормальном сечении при нарезании зубьев долбяком средней изношенности:

$$\Delta_2 = \left(Z_2 - Z_4\right)\left(inv\,a_0 - inv\,a_{C2}\right). \quad (1)$$

Относительная погрешность определяется как модуль отношения абсолютной погрешности к значению приближенной величины. Максимально возможное значение абсолютной погрешности в рассматриваемом случае равно $H/2$. Приближенной величиной является радиус окружности середины зуба жесткого колеса $\left(D + D_b\right)/4$. Косинус угла станочного зацепления α_{C2} в выражении (1) при нарезании жесткого колеса долбяком средней изношенности определяется с учетом коэффициента смещения исходного контура долбяка:

$$cos\alpha_{C2} = cos\alpha_0\,\frac{z_2 - z_4}{z_2 - z_4 + 2\varepsilon_2}.$$

Значения толщины зуба S_X по дуге произвольного радиуса r_x жесткого колеса приведены в табл. 1.

Таблица 1

Толщина зуба S_X жесткого колеса в различных сечениях, вычисленная по дуге окружности радиуса r_X, мм

r_x	579,239	579,426	579,612	579,799	579,985	580,172	580,358	580,545
S_x	2,613	2,765	2,918	3,071	3,223	3,377	3,530	3,685

Толщина зуба по дуге окружности отличается от толщины зуба по хорде при заданных параметрах жесткого колеса на величину $5 \cdot 10^{-5}$ мм, поэтому с достаточной точностью можно приравнять толщины зуба по дуге окружности радиуса r_x и по соответствующей ей хорде.

Определим толщину зуба S_{ax} аппроксимированного в прямолинейный профиль на радиусе $r_X = 579{,}799$ мм. Она равна полусумме крайних значений толщины зуба по радиусам $r_x = 579{,}053$ мм и $r_x = 580{,}545$ мм: $S_{\alpha x} = 3{,}074$ мм.

Толщина зуба эвольвентного профиля жесткого колеса на окружности радиуса $r_x = 579{,}799$ мм равна $S_x = 3{,}071$ мм. Абсолютная погрешность аппроксимации профиля зуба жесткого колеса в прямолинейный профиль:

$$A_x = S_x - S_{ax} = -0{,}003 \text{ мм}.$$

Относительная погрешность прямолинейной аппроксимации эвольвентного профиля зуба жесткого колеса:

$$R = \left|\frac{S_x - S_{ax}}{S_{ax}}\right| \cdot 100 = 0{,}1\ \%.$$

Аппроксимация эвольвентного профиля зуба жесткого колеса прямолинейным профилем не вносит заметную погрешность в расчетную схему. Уравнение прямолинейного профиля модели зуба в координатах *XOУ* представлено на рис. 2

$$\frac{Y - Y_2}{X - X_2} = \frac{Y_1 - Y_2}{X_1 - X_2}. \quad (2)$$

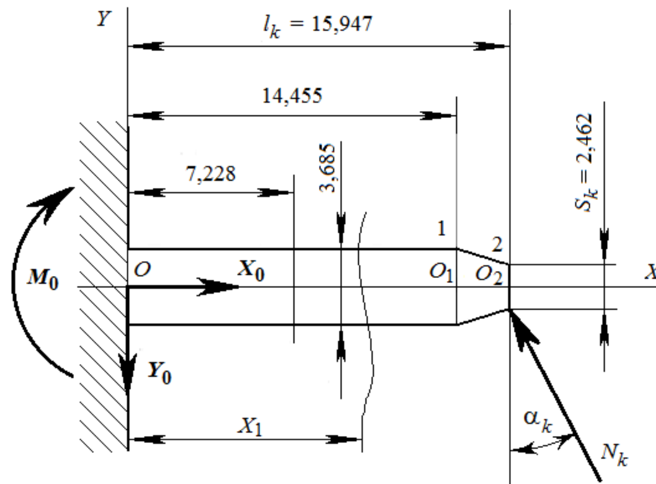


Рис. 2. Расчетная модель контрольного зуба жесткого колеса с аппроксимированным прямолинейным профилем

Индексами 1 и 2 на рис. 2 указана принадлежность координатных функций *X* и *Y* крайним точкам прямолинейного профиля зуба 1 и 2. В уравнение (2) подставляются значения *X*, *Y* в точках 1 и 2 согласно рис. 2, и записывается уравнение прямолинейного профиля зуба с линейными размерами в миллиметрах:

$$Y = 7{,}767 - 0{,}410\, X.$$

Толщина и жесткость аппроксимированного прямолинейного зуба жесткого колеса в произвольном сечении, мм:

$$S_{ax} = 2Y = 15{,}534 - 0{,}820\, X\ . \quad (3)$$

$$EI_z = 2{,}1 \cdot 10^5\, \frac{l\, S_x^3}{12}. \quad (4)$$

Удельная жесткость аппроксимированного прямолинейного зуба жесткого колеса в произвольном сечении определяется подстановкой в выражение (4) значений (3) при $l = 17{,}5$ мм:

$$EI_{z_0} = 0{,}169 \cdot 10^6 \cdot (18{,}943 - X)^3.$$

Прогиб упругой линии модели контрольного зуба под силой N_k определяется при $X = l_к = 15{,}947$ мм:

$$Y_2 = 0{,}819 \cdot 10^{-4}\, N_k \text{ [мм]}. \quad (5)$$

Напряжения растяжения σ^+ и сжатия σ^- модели контрольного зуба в области установки тензорезисторов на расстоянии $a_т = 7{,}2275$ мм от консольного закрепления (защемления) модели:

$$\sigma^+ = \frac{M_И}{W_Z} - \frac{X_0}{F} = 0{,}1867 N_k, \frac{H}{мм^2}, \quad (6)$$

$$\sigma^{-} = \frac{M_И}{W_Z} + \frac{X_0}{F} = 0{,}1983 N_k, \frac{H}{мм^2}, \qquad (7)$$

Здесь $M_и$ — изгибающий момент в области установки тензорезисторов; $M_и = M_о - Y_о \cdot a_т$; W_z — осевой момент сопротивления сечения линейной модели зуба:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = 39{,}61 \text{ мм}^3.$$

С помощью соотношения

$$\sigma = E\varepsilon,$$

где ε — относительная деформация тензорезистора, а также формул (5–7) устанавливается зависимость между относительной деформацией тензорезисторов на растянутых и сжатых поверхностях модели контрольного зуба и прогибом упругой линии под силой:

$$Y_2 = 5013{,}33 \cdot \varepsilon^{+},\ Y_2 = 472{,}07 \cdot \varepsilon^{-}. \qquad (8)$$

Результаты исследования. Теоретические и экспериментальные исследования, практические наработки связаны преимущественно с освоением, производством и эксплуатацией сравнительно небольших волновых редукторов [25–32]. Накопленный опыт невозможно использовать без учета масштабного фактора для крупных волновых редукторов с крутящими моментами $5{\cdot}10^5$ Нм и более. Гибкое звено усиливает отрицательное влияние масштабного фактора, искажая обычный характер функционирования зубчатого зацепления высших кинематических пар. При больших нагрузках интерференция второго рода может вызвать заклинивание и проскок зубьев. Интерференция также активизирует силовые процессы в области генератора волн, повышая энергетические потери.

Фрагмент осциллограммы соответствует обороту генератора волн 2π (рис. 3).

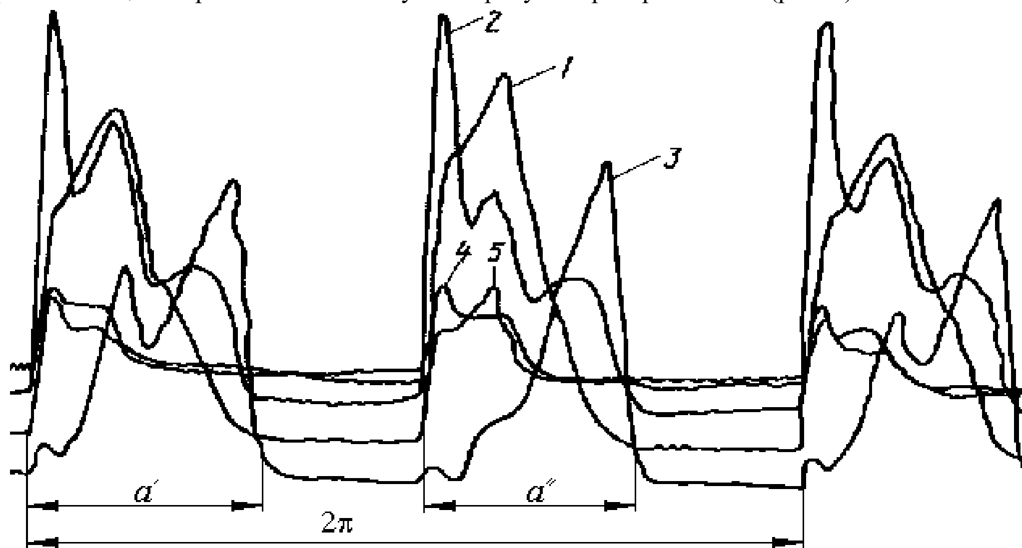


Рис. 3. Осциллограмма деформации контрольного зуба жесткого колеса при нагрузке $M_2 = 3{\cdot}10^5$ Нм и частоте вращения на входе $\omega_1 = 1{,}667$ $с^{-1}$; 1, 2, 3, 4, 5 — осциллограммы деформации локализованных элементов контрольного зуба

Число пар зубьев в зацеплении Z_Σ определяется продолжительностью зацепления контрольного зуба в течение полного оборота генератора волн (α' + α"):

$$Z_\Sigma = \frac{a' + a''}{2\pi} Z_B \cdot 100\,\%. \qquad (9)$$

Число одновременно зацепляющихся пар зубьев и характер распределения нагрузки по ширине зубчатого венца зависят от конструктивных параметров волновой передачи, определяющих условия зубчатого зацепления, и представляют некоторые функции вращающего момента.

Разработана методика силового анализа зубчатого зацепления крупной волновой передачи. От известных решений ее отличают два преимущества.

1) Она позволяет устранить искажения деформированного состояния контрольного зуба при нагрузке за счет постоянства жесткости по длине. С этой целью выполняются сквозные параллельные прорези на жестком колесе симметрично оси контрольного зуба.

2) Открывается возможность существенно повысить точность оценки силовых характеристик зубчатого зацепления по ширине венца и в окружном направлении благодаря учету снижения жесткости контрольного зуба. Для этого разрабатываются физические модели контрольного зуба и масштабированного зуба жесткого колеса.

Обсуждение и заключения. Форма контрольного зуба принята неизменной по всей ширине зубчатого венца (это отличает представленный подход от методик [20–22]). Таким образом исключается искажение результатов эксперимента, вносимых переменной по ширине формой зуба. Решение обеспечивает возможность монтажа тензорезисторов по всей ширине контрольного зуба, что устанавливает полную зависимость деформации зубьев по всей ширине зубчатого венца, а не только на крайних участках, как предусматривает известная методика.

Совершенствование физических и математических моделей позволило повысить точность результатов теоретических и экспериментальных исследований силовых процессов в зубчатом зацеплении крупной волновой передачи [8–10]. Получены научно обоснованные двухпараметрические зависимости распределения сил в зубчатом зацеплении.

Библиографический список

1. Musser, C. W. Breakthrough in mechanical design: The Harmonic Drive / C. W. Musser // Machine Design. — 1960. — № 32 (8). — P. 160–172.

2. Малогабаритные редукторы CSF от Harmonic Drive [Электронный ресурс] / Рынок микроэлектроники // ООО «Рынок микроэлектроники». — Режим доступа: http://catalog.gaw.ru/index.php?page=document&id=37585 (дата обращения: 02.05.19).

3. Тимофеев, Г. А. Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами для следящих систем / Г. А. Тимофеев, М. В. Самойлова // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2015. — № 4 (103). — С. 109–118. — (Машиностроение).

4. Strelnikov, V. N. Analysis of axial forces of heavy-duty harmonic gear drive [Электронный ресурс] / V. N. Strelnikov, M. G. Sukov // Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2018) : int. conf. // Advances in Engineering Research (AER). — 2018. — Vol. 157. — P. 584–589. — Режим доступа: https://www.atlantis-press.com/proceedings/aime-18 (дата обращения: 02.05.19).

5. Strelnikov, V. N. Experimental investigation on interaction of wave disk generator with flexible gear [Электронный ресурс] / V. N. Strelnikov, M. G. Sukov : proc. International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering, 12–13 April 2018, Saint-Petersburg / IOP Publishing // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — 2018. — Vol. 194, № 3. — Режим доступа: http://iopscience.iop.org/volume/1755-1315/194 (дата обращения 02.05.19).

6. Strelnikov, V. N. Stressed state of heavy-duty harmonic gear drive flexspline [Электронный ресурс] / V. N. Strelnikov, M. G. Sukov : proc. International Conference on Aviamechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018) // Advances in Engineering Research. — 2018. — Vol. 158. — P. 391–398. — Режим доступа: https://www.atlantis-press.com/proceedings/avent-18/articles (дата обращения 02.05.19).

7. Казыханов, Х. Р. О линии зацепления волновой зубчатой передачи / Х. Р. Казыханов // Известия вузов. Машиностроение. — 1968. — № 1. — С. 5–8.

8. Ковалев, Н. А. Кинематическое исследование эвольвентной волновой передачи, у которой зубья гибкого колеса нарезаны в недеформированном состоянии / Н. А. Ковалев, И. М. Шапочкина // Известия вузов. Машиностроение. — 1967. — № 1. — С. 21–27.

9. Рубцов, В. К. Некоторые особенности выбора профиля зуба волновой передачи / В. К. Рубцов // Механика машин. — 1967. — Вып. 9. — С. 98–105.

10. Рубцов, В. К. Некоторые особенности выбора профиля зуба волновой передачи / В. К. Рубцов // Механика машин. — 1967. — Вып. 10. — С. 112–109.

11. Шендерова Е. Н. Выбор некоторых геометрических параметров зацепления зубьев волновой передачи на основе анализа кривой однопарного контакта / Е. Н. Шендерова // Волновые передачи. — Москва : Станкин, 1975. — С. 115–125.

12. Шувалов, С. А. Пространственное представление зацепления волновой передачи / С. А. Шувалов, В. Д. Дудко // Известия вузов. Машиностроение. — 1972. — № 10. — С. 45–47.

13. Цейтлин, Н. И. Методика геометрического расчета волновых зубчатых передач / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Волновые и цепные передачи. — Москва : Станкин, 1967. — С. 9–20.

14. Цейтлин, Н. И. Расчет параметров зацепления волновой передачи / Н. И. Цейтлин, Э. М. Цукерман // Волновые передачи. — Москва : Станкин, 1970. — С. 13–25.

15. Цукерман, Э. М. Выбор геометрических параметров волновой зубчатой передачи / Э. М. Цукерман // Вестник машиностроения. — 1964. — № 11. — С. 23–28.

16. Шувалов С. А. Графоаналитический метод анализа геометрии зацепления в волновой зубчатой передаче / С. А. Шувалов // Известия вузов. Машиностроение. — 1965. — № 2. — С. 89–93.

17. Ястребов, В. М. Синтез приближенного зацепления волновой зубчатой передачи с одновенцовым гибким колесом / В. М. Ястребов, Н. А. Воронин, Н. А. Боровиков // Волновые зубчатые передачи : тезисы докл. — Ленинград : ЛВИКА им. А. Ф. Можайского ; НТО Машпром. — 1969. — С. 228–235.

18. Гинзбург, Е. Г. Волновые зубчатые передачи / Е. Г. Гинзбург // Ленинград : Машиностроение, 1969. — 160 с.

19. Ковалев, Н. А. Передачи гибкими колесами / Н. А. Ковалев // Москва : Машиностроение, 1979. — 200 с.

20. Финогенов В. А. О распределении нагрузки по зубьям волновой передачи / В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. — 1971. — № 12. — С. 51–54.

21. Иванов, М. Н. Экспериментальное определение количества одновременно зацепляющихся зубьев и величин их деформации в волновой передаче / М. Н. Иванов, С. А. Шувалов, В. А. Финогенов // Известия вузов. Машиностроение. — 1968. — № 9. — С. 37–40.

22. Иванов, М. Н. Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов. — Москва : Высшая школа, 1981. — 184 с.

23. Машины и стенды для испытания деталей / В. Л. Гадолин [и др.] / под ред. Д. Н. Решетова. — Москва : Машиностроение, 1979. — 343 с.

24. Иванов, М. Н. Расчет нагрузки на кулачковый генератор и напряжений растяжения в гибком колесе волновой передачи / М. Н. Иванов, А. Н. Сорокин // Известия вузов. Машиностроение. — 1980. — № 6. — С. 15–19.

25. Бучаков, Ю. В. О параметрах контакта зубьев колес при приработке волновой зубчатой передачи / Ю. В. Бучаков // Механика процессов и машин : сб. науч. тр. — Омск : Изд-во ОмГТУ. — 2002. — С. 54–59.

26. Емельянов, А. Ф. Экспериментальное обоснование возникновения возмущающего момента в волновой зубчатой передаче / А. Ф. Емельянов // Теория, методы и средства измерений, контроля и диагностики : мат-лы междунар. науч.-практ. конф. — Новочеркасск : Изд-во ЮРГТУ, 2000. — Ч. 5. — С. 14–15.

27. Емельянов, А. Ф. Возникновение возмущающего момента в волновой зубчатой передаче / А. Ф. Емельянов, П. О. Румянцев // Автоматизация и прогрессивные технологии : тр. 3-й межотрасл. науч-техн. конф. — Новоуральск : Изд-во НГТИ, 2002. — С. 401–402.

28. Непомнящих, В. Н. Дисковый генератор быстроходной волновой зубчатой передачи с малым передаточным числом / В. Н. Непомнящих, В. Н. Татищев // Волновые передачи. — Москва : Станкин, 1975. — С. 187–201.

29. Скворцова, Н. А. К вопросу получения беззазорного волнового зубчатого соединения / Н. А. Скворцова, Ю. И. Семин, Ф. И. Фурсяк // Известия вузов. Машиностроение. — 1972. — № 7. — С. 64–67.

30. Тимофеев, Г. А. Проектирование приводов с планетарно-волновыми механизмами для следящих систем / Г. А. Тимофеев, В. Б. Тарабарин // Проектирование технологических машин. — 1999. — № 16. — С. 61–67.

31. Ghorbel, F. H. On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears / F. H. Ghorbel, P. S. Gandhi // Journal of Mechanical Design. — 1998. — № 123 (1). — P. 90–97.

32. Zhong, Liang-Wei. Research on harmonic gear transmission CAD system / Liang-Wei Zhong, Xiao-Jing Zeng, Xu-Ping Zou // Journal of University of Shanghai for Science and Technology. — 2002. — № 2. — P. 149–152.

Сдана в редакцию 01.03.2019
Принята к публикации 02.04.2019

Об авторах:

Стрельников Виктор Никитович,
профессор кафедры «Теоретическая механики и сопротивления материалов» Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова (РФ, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, д. 46.), доктор технических наук, профессор.
ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1752-4279
strelnikov2019@mail.ru

Волошин Алексей Иванович,
главный инженер частного акционерного общества «Новокраматорский машиностроительный завод» (Украина, 84305, Донецкая обл., г. Краматорск, ул. Орджоникидзе, 5),
ORCID: https://orcid.org/0000-0002-8493-4067
ztm@nkmz.donetsk.ua

Суков Максим Геннадьевич,
начальник цеха частного акционерного общества «Новокраматорский машиностроительный завод» (Украина, 84305, Донецкая обл., г. Краматорск, ул. Орджоникидзе, 5),
ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5817-9056
maxgs@yandex.ru